

①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND

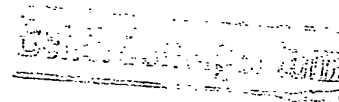


DEUTSCHES
PATENTAMT

①2 Offenlegungsschrift
①1 DE 3812412 A1

②1 Aktenzeichen: P 38 12 412.2
②2 Anmeldetag: 14. 4. 88
④3 Offenlegungstag: 26. 10. 89

⑤1 Int. Cl. 4:
F 04 B 49/02
F 04 C 15/04
F 02 B 63/06



DE 3812412 A1

⑦1 Anmelder:
Schopf, Walter, 6370 Oberursel, DE

⑦2 Erfinder:
gleich Anmelder

⑤4 Pumpenantrieb für Konstantpumpen im Mobilantrieb

Pumpenantrieb für ein oder mehrere Konstantpumpen zum Versorgen von Hydraulikkreisläufen mit wechselnden Bedarfsmengen bei unterschiedlichen Antriebsdrehzahlen, bevorzugt für CVT-Antriebskonzeptionen.

Er dient einerseits der Einsparung von Pumpenantriebsenergie im oberen Betriebsdrehzahlbereich (bei herkömmlicherweise überschüssiger Druckmittelförderung) andererseits der Sicherstellung ausreichender Druckmittelversorgung im unteren Betriebsdrehzahlbereich und sonstig kritischen Betriebsbedingungen wie Start von Motor und Fahrzeug.

Erfindungsgemäß wird der Pumpenantriebspfad über ein Überlagerungsgetriebe geführt, an dessen zweitem Ausgangspfad eine weitere Arbeitsmaschine (Elektromaschine oder Hydraulikpumpe) angeordnet ist, über deren Leistungsregelung die Pumpendrehzahl bedarfsabhängig variiert und optimiert werden kann. Die in diesem Leistungspfad anfallende Leistung kann nutzbringend mittels eines Elektrogenerators dem Bordnetz zugeführt werden oder mittels Hydraulikpumpe zur Versorgung weiterer niederrangiger Hydraulikkreise dienen; auch läßt sie sich über motorisch betriebene weitere Elektro- oder Hydraulikmaschinen zum Antriebspfad rückführen.

Durch Integration von Elektromaschinen wird ein Vorlauf des Pumpenantriebes und somit auch ein An-/Abschleppen von Kraftfahrzeugen mit automatischen Getrieben ermöglicht.

DE 3812412 A1

Beschreibung

Pumpenantrieb für ein oder mehrere Konstantpumpen zur Druckmittelversorgung von Hydrauliksystemen mit wechselnden Versorgungsmengenbedürfnissen bei wechselnden, nicht im Verhältnis zum Versorgungsbedarf stehenden Antriebsdrehzahlen, bevorzugt zur Versorgung von CVT-Antriebskonzeptionen im KFZ, bestehend aus einem zwischen KFZ-Antriebsmotor und der bzw. den Pumpen angeordneten Übersetzungsvariierenden Getriebe.

Bei dem vorgenannten bevorzugten Einsatzfall, dem CVT, besteht die bekannte Problematik, daß eine Konstant-Hydraulikpumpe einerseits bereits bei der niedrigsten Betriebsdrehzahl eine Mindest- bzw. Nennfördermenge erbringen und entsprechend groß dimensioniert sein muß, während in oberen Betriebsdrehzahlbereichen Fördermengenüberschuß produziert wird. Diese unter Verbraucher- bzw. Betriebsdruck produzierte, überschüssige Förderung erfordert eine hohe Pumpenantriebsleistung, solche Versorgungskonzeptionen sind dadurch verlustreich und unwirtschaftlich. Diese Thematik wird z. B. bereits in Offenlegungsschrift 31 37 001.2 ausgiebig behandelt.

Außer den stark unterschiedlichen Pumpendrehzahlen — in solchen Einsatzfällen läuft üblicherweise die Pumpe antriebsmotorproportional — wirken sich die unterschiedlichen Bedarfsmengen bei solchen Einsatzgebieten ebenfalls problematisch aus; d. h. wirtschaftliche Konzeptionen erfordern eine Anpassung der Pumpenförderung an die momentanen Betriebsbedingungen. Solche unterschiedlichen Versorgungsbedürfnisse kommen beim CVT, welche aus bekanntem Kegelscheibenumschlagungsgetriebe bestehen, aus verschiedenen Gründen zustande:

- a) das Verstellvolumen der Kegelscheiben ist, bezogen auf partielle Übersetzungs- und somit Fahrgeschwindigkeitsänderungen, nicht gleich,
- b) die Beschleunigungs- und somit Übersetzungsänderungsbedürfnisse und -möglichkeiten sind nicht gleich, sondern fahrgeschwindigkeits- und umfeldabhängig.
- c) weitere mitzuversorgende Hydraulikeinrichtungen, wie Kühlersysteme, Hydrowandler oder -kupplungen, erfordern last- und betriebszustandsabhängig auch unterschiedliche Versorgungsmengen.

Ein gravierender Kontrast im Druckmittelbedarf eines CVT liegt z. B. vor zwischen Overdrive-Fahrweise, wobei kaum Verstellvolumen gefordert wird, und bei einer spontanen Bremsaktion, bei der der Wandler in seiner Übersetzung spontan fahrgeschwindigkeitsproportional vermindert werden muß, um anschließend wieder zu beschleunigen.

Zur Vergleichmäßigung des Nutzförderstromes und zur Verminderung der Pumpenantriebsverluste sind bereits verschiedene Methoden bekannt. Praktisch ausgeführt wurden z. B. in vorliegenden Einsatzfällen schon Mehrstufenpumpen mit hydraulischen Schalteinrichtungen, die bei Fördermengenüberschuß eine bzw. einzelne Pumpenstufen vom Nutzförderstrom abtrennen; diese fördern dann verlustarm im Kreise; Da die Stufenvielfalt aus konstruktiv-wirtschaftlichen Gründen ihre Grenze hat, wird auch nach dem Schaltpunkt bzw. zwischen den Schaltpunkten selbst noch Überschuß produziert. Solche Lösungen sind bezüglich der Energieein-

sparung daher noch nicht optimal. Es sind auch Energiesparlösungen bekannt, die einen Teil der im Förderstromüberschuß enthaltenen Energie regenerativ wiederverwenden. Es ist zweifelsohne generell am wirtschaftlichsten, Fördermengenüberschuß erst gar nicht zu produzieren, d. h. die Pumpenförderung dem jeweiligen Bedarf anzupassen. Hierbei kann es vorteilhaft sein, selbst einen schlechteren Pumpenwirkungsgrad in Kauf zu nehmen, als diesbezüglich hochqualitative Konstantpumpen einzusetzen, deren Fördermengenüberschuß nicht verwertet werden kann.

Bei den dem Erfindungsgegenstand zugeordneten Haupteinsatzgebieten CVT- und Getriebeschaltautomaten, erfolgt der Pumpenantrieb meist direkt bzw. proportional dem Antriebsmotor. Diese nach konstruktiven und funktionellen Gesichtspunkten zwar günstige Lösung weist aber den gravierenden Nachteil auf, daß solcherart ausgerüstete Kraftfahrzeuge nicht an- oder abgeschleppt werden können, da die Druckmittelversorgung für die Sicherstellung eines Übertragungspfades im CVT- oder Getriebeschaltautomaten dann eben fehlt. Dies bedeutet für die Gebrauchstüchtigkeit und Gebrauchssicherheit ein gewisses Handikap. Einzelne Automobilhersteller haben bereits für solche Einsatzbedingungen getriebeabtriebsseitige (Not-) Pumpen angeordnet; solche Konzeptionen bedingen aber einen erheblichen Mehraufwand.

Ziel und Aufgabe vorliegendes Erfindungsgegenstandes ist die Reduktion der Pumpenantriebsverluste. Sie erstreckt sich nicht nur auf Druckmittelversorgungseinrichtungen für CVTs oder Getriebeschaltautomaten, sondern ist auch für die Schmierölversorgung der Antriebsmotore äußerst relevant. Hier ist eine sichere Schmierölversorgung beim Start, besonders nach längerem Stillstand oder bei Kaltstart, wobei häufig noch Ansaugschwierigkeiten hinzukommen, lebenswichtig. Ein Pumpenvorlauf bei diesbezüglich kritischen Betriebsbedingungen ist daher anstrengenswert bzw. nützlich. Neben diesen Sicherheits-Aspekten ist auch für die Schmierölkreise die Pumpenantriebsleistungsminimierung ebenso aktuell. Daher bietet sich auch die Einbeziehung der Motorschmierölversorgung in das erfindungsgemäße Pumpenantriebskonzept an.

Viele Hydraulikanlagen und Verbraucher, so auch besonders vorliegend relevanter Einsatzfall, das CVT, weisen noch im Druck- und Mengenbedarf unterschiedliche zu versorgende Kreise auf. So erfordern z. B. Kühlkreisläufe oder Hydrowandler einen wesentlich niedrigeren Druck als die Anpreß-, Verstell- und Steuersysteme des CVT selbst. Werden solche "Niederdruckkreise" trotz mengenmäßig idealer Abstimmung von einer Hydraulikpumpe (deren Betriebsdruck vom Verbraucher höchsten Druckpotentials bestimmt wird) mitversorgt, tritt wieder der Antriebsleistungsanteil aus der Druckdifferenz beider Versorgungskreise als Verlustleistung auf. Um "Hochdruckkreise" ökonomisch zu versorgen, müssen somit separate Pumpen für die "Niederdruckkreise" installiert werden. Auch an solchen weiteren Niederdruckversorgungssystemen tritt bei Konstantpumpen mit variablem Antrieb — wenn auch in geringerem Ausmaße — das Problem der erhöhten Verluste in oberen Betriebsdrehzahlbereich abermals zu Tage.

Erweitertes Ziel und Aufgabe vorliegenden Erfindungsgedankens ist daher ferner die ökonomische Druckmittelversorgung von weiteren Niederdruckkreisen in oberen Betriebsdrehzahlbereichen.

Eine weitere nützliche Einsatzmöglichkeit des Erfindungsgegenstandes besteht zur Schmier- und Kühlmit-

telnotversorgung des Motors selbst und von Nebenaggregaten nach dem Abstellen des Antriebsmotors. Bekanntlich treten an manchen, besonders diesbezüglich sensiblen Aggregaten, wie z. B. Turboladern, nach dem Abstellen des Hauptmotors von dem üblicherweise auch Pumpen zu deren Schmier- und Kühlmittelversorgung angetrieben werden — schädliche Schmiermängel und Wärmestaus auf. Verschiedene KFZ-Hersteller setzen daher zusätzliche, autarke bzw. im nachhinein betreibbare Druckmittelversorgungseinrichtungen ein. Solche Einrichtungen stellen nachteiligerweise einen konstruktiven und kostenmäßigen Mehraufwand dar, deren Aufgabe bei einigen Ausführungsvarianten des Erfindungsgegenstandes mit übernommen werden kann.

Erzielbare Vorteile:

Die einzelnen ausführungsspezifischen Vorteile werden unter den Beschreibungen, und besonders die konkreten energetischen Einsparmöglichkeiten unter Fig. 2 abgehandelt und gegenübergestellt.

Allgemein besteht der Nutzeffekt und der Vorteil des erfindungsgemäßen Pumpenantriebes darin:

- im unteren Betriebsdrehzahlbereich kann eine hohe, bzw. ausreichende Druckmittelversorgung sichergestellt werden, ohne daß im oberen Drehzahlbereich Fördermengenüberschuß und somit größere Verluste entstehen;
- die Förderleistung kann beliebig dem Versorgungsbedarf angepaßt werden;
- durch den weiteren Einsatz für die Bordversorgung nützlicher Arbeits- oder Kraftmaschinen am zweiten Kraftpfad des Überlagerungsgetriebes wird die Leistung dieses Leistungspfad ökonomisch günstig verwertet;
- durch die Integration von Elektromaschinen wird ein Pumpenvorlauf und eine vom Hauptmotor unabhängige Druckmittelversorgung ermöglicht, dadurch können Kraftfahrzeuge mit automatischen Getrieben auch an- und abgeschleppt werden;
- ferner wird eine (Nachlauf-) Druckmittelversorgung zur Vermeidung von Schmierölmangel und Wärmestaus an diesbezüglich kritischen Aggregaten wie z. B. Turboladern nach dem Abstellen des Antriebsmotors ermöglicht;
- durch die Integration von Elektromaschinen in das Pumpenantriebskonzept und mehrfältiger Nutzung dieser Maschine(n) — sowohl als Generator und Motor mit wechselweiser Funktion, zur Pumpendrehzahlregelung, Bordnetzversorgung, der Sicherstellung eines Pumpen-Vor- und -Nachlaufes, ist der konstruktive Aufwand relativ gering. Bei KFZ mit bereits solchen letztgenannten Einrichtungen können diese eingespart oder zumindest durch Kombination mit dem Pumpenantrieb verbilligt ausgeführt werden.

Ausführungsbeispiele:

Fig. 1 Schemadarstellung der erfindungsgemäßen Pumpenantriebskonzeption.

Fig. 2 Diagrammdarstellung der Pumpenförderkennlinien und der gegenseitigen Übersetzungsabhängigkeiten sowie der Leistungsanteile der einzelnen Getriebeausgangspfade eines als Überlagerungsgetriebe ausgeführten Planetengetriebes mit $i_{pl} = 2,5$.

Fig. 3 Schematisches Ausführungsbeispiel einer über ein Überlagerungsgetriebe angetriebenen Pumpe und

einer dazu im Kräftegleichgewicht des Überlagerungsgetriebes angeordneten Elektromaschine.

Fig. 4 Schematisches Ausführungsbeispiel eines über ein Überlagerungsgetriebe geführten Pumpenantriebes mit einem im Kräftegleichgewicht zur Pumpe stehenden Elektromaschine und einem weiteren konstant angetriebenen Elektrogenerator.

Fig. 5 Schematisches Ausführungsbeispiel eines Mehrkreis-Pumpenantriebes mit zwei am Überlagerungsgetriebe im Kräftegleichgewicht stehenden Pumpen für druckunterschiedliche Versorgungskreise und einer hydraulischen Steuereinrichtung.

Fig. 6 Schaltschema einer alternativen hydraulischen Steuereinrichtung zu Fig. 5. zum Umschalten der Pumpenströme.

Fig. 7 Mit einer Haltebremse im Überlagerungsgetriebe modifizierter Zweikreis-Pumpenantrieb nach Fig. 5

Fig. 8 Überlagerungsgetriebe mit einem als Zahnradpumpe ausgebildeten Planetengetriebe.

Fig. 9 Schnittdarstellung von Fig. 8.

Fig. 10 Schemadarstellung eines Zweikreis-Pumpenantriebes mit Schaltalgorithmus (der Konzeption gemäß Fig. 8 zuzuordnen).

Fig. 11 Förderkennlinien eines Zweikreis-Pumpenantriebes gemäß den Konzeptionen nach Fig. 8 — 10.

Patentansprüche

1. Pumpenantrieb für ein oder mehrere Konstantpumpen zur Druckmittelversorgung von Hydrauliksystemen mit wechselnden Versorgungsmengenbedürfnissen bei wechselnden, nicht im Verhältnis zum Versorgungsbedarf stehenden Antriebsdrehzahlen, bevorzugt zur Versorgung von CVT-Antriebskonzeptionen im KFZ, bestehend aus einem zwischen KFZ-Antriebsmotor und der bzw. den Pumpen angeordneten übersetzungsvariierendem Getriebe, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Getriebe (1, 31, 46, 71, 89) ein Überlagerungsgetriebe ist mit einem Eingangspfad (2, 30, 50, 70, 88) und zwei in ihren Drehzahlen sich gegenseitig beeinflussenden Ausgangspfaden (3 und 4, 32 und 33, 52 und 56, 71 und 72), an den Ausgangspfaden mindestens je eine Arbeitsmaschine (5 und 6, 34 und 35, 48 und 49, 73 und 75, 92 und 94) angeordnet ist, wobei mindestens eine Arbeitsmaschine eine Hydraulikpumpe (6, 34, 45) ist.
2. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Arbeitsmaschine eine Elektromaschine (5, 35, 48) ist.
3. Pumpenantrieb nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Elektromaschine (5, 35, 48) so geartet ist, daß sie sowohl als Generator als auch als Motor betrieben werden kann.
4. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß an allen Überlagerungsgetriebe-Ausgangspfaden (71 und 72, 90 und 91) Hydraulikpumpen (73, 75, 92, 94) angeordnet sind.
5. Pumpenantrieb nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß er Steuer- und Regeleinrichtungen (39, 62) aufweist zur Belastungsregelung der Elektromaschine (5, 35, 48) mit Funktionsmerkmalen derart, daß der Elektromaschine (5, 35, 48) eine Belastung dermaßen aufgezwungen wird, daß sich die Drehzahl des anderen Überlagerungsgetriebeausgangspfad (4, 33, 52) mit der Hydraulikpumpe (6, 34, 45) so einstellt, daß sich die Pumpenförder-

menge oder deren Druck nach einer vorbestimmten oder momentan geforderten Größe erreicht.

6. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, 2 und 5, dadurch gekennzeichnet, daß Steuer- und Regeleinrichtungen (38, 62) angeordnet sind zur Betriebszustands- und Belastungsregelung der Elektromaschine (5, 35, 48) mit Funktionsmerkmalen derart, daß bei unzureichend hoher Betriebsdrehzahl aus Antriebspfad (2, 30, 50) die Elektromaschine (5, 35, 48) als Motor mit einer zweckentsprechenden Drehrichtung und Drehzahl betrieben wird, so, daß die Pumpenfördermenge oder deren Druck nach einer vorbestimmten oder momentan geforderten Größe einstellt.

7. Pumpenantrieb nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß er hydraulische Steuer- und Regeleinrichtungen mit mindestens einem folgenden Funktionsmerkmale aufweist:

- a) der Abfluß einer Pumpe kann gänzlich gesperrt oder beliebig gedrosselt werden,
- b) die Pumpen können wechselweise unterschiedlichen Versorgungskreisen zugeordnet werden,
- c) eine Pumpe kann von Förderstrom der anderen motorisch betrieben werden.

8. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, 4, und 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Übersetzungsauslegung des Überlagerungsgetriebes (71, 89) und evtl. weitere im Kraftpfad der Pumpen angeordnete Übersetzungsgetriebe sowie die Drehmoment-Druckzuordnungen der Pumpen (73, 75, 92, 84, 140, 150) so abgestimmt sind, daß bei Versorgung im Druckniveau unterschiedlicher Versorgungskreise (78 u. 79, 150 und 154) durch die getrennt versorgenden Pumpen (140, 150, 73 und 75, 92 und 94) ein weitgehend ausgeglichenes Kräftegleichgewicht im Planetensystem des Überlagerungsgetriebes (71, 89) besteht.

9. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, 4, 7 u. 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Auslegung des Überlagerungsgetriebes derart ist, daß bei wechselweiser Blockade eines Ausgangspfades (3 oder 4, 71 oder 72, 90 oder 91) die Drehzahl des jeweils in Relation verbliebenen Ausgangspfades mindestens 2 : 1 beträgt.

10. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, 4 und 9, dadurch gekennzeichnet, daß bevorzugt mikroprozessorbestückte Steuer- und Schalt- und Regeleinrichtungen (38, 62, 77, 96) mit zweckentsprechenden Sensoren angeordnet sind, mit Funktionsweisen derart, daß

- a) bei niedrigen Antriebsdrehzahlen ein Ausgangspfad (3, 32, 56, 90) blockiert wird, was eine höhere Drehzahl des anderen Ausgangspfades (4, 33, 52, 91) bewirkt, wobei die an diesen schneller laufenden Ausgangspfad angeordnete Pumpe (6, 34, 45, 94) einem vorrangigen Hydraulikkreis (78) zugeordnet wird
- b) bei erhöhter Antriebsdrehzahl ein Ausgangspfad (4, 72, 91) blockiert wird, der eine niedrigere Drehzahl des anderen Ausgangspfades (3, 71, 90) bewirkt, wobei eine an diesem Ausgangspfad angeordnete Pumpe (5, 73, 92) den vorrangigen, bzw. den in der Leistung dominierenden Hydraulikkreis (78) zugeordnet ist.

11. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß im Überlagerungsgetriebe (89)

oder extern an einem oder an beiden Ausgangspfaden Haltebremsen (100) angeordnet sind.

12. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß mehrere Hydraulikpumpen an einem Abtriebspfad des Überlagerungsgetriebes angeordnet sind.

13. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Überlagerungsgetriebe und mindestens eine Pumpe in einem gemeinsamen Gehäuse angeordnet ist.

14. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, 4, 8 und 23, dadurch gekennzeichnet, daß er hydraulische Steuer- und Regeleinrichtungen (77a, 77b, 96a, b) aufweist mit einer Funktionsweise derart, daß der Abfluß einer Pumpe nach einer vorbestimmten oder momentan erforderlichen Weise gedrosselt werden und somit die hydraulische Belastung dieser Pumpe variiert werden kann.

15. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, 4, 8, 14, und 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Drosselrichtung an der Pumpe geringerer hydraulischer Leistung angeordnet ist, wodurch die Belastungsvariation dieser Pumpe über die Kräftegleichgewichtsänderung im Überlagerungsgetriebe eine Drehzahlbeeinflussung des anderen Ausgangspfades bewirkt wird.

16. Pumpenantrieb nach Anspruch 1 und 12, dadurch gekennzeichnet, daß eine Pumpe dem Schmierölversorgungskreis des Verbrennungsmotors zugeordnet ist.

17. Pumpenantrieb nach Anspruch 1 und 12, dadurch gekennzeichnet, daß eine Pumpe einem Schmieröl- und Kühlölkreis eines Turboladers zugeordnet ist.

18. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß hydraulische Schalt- und Regелеlemente im Pumpengehäuse angeordnet sind.

19. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Überlagerungsgetriebe, mindestens eine Pumpenwelle und eine Elektromaschine koaxial einander zugeordnet sind.

20. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß außer einer Elektromaschine (48) am Abtriebspfad (56) eines Überlagerungsgetriebes (46) eine zweite Elektromaschine (49) starr mit dem Antriebspfad (50 - 58) verbunden ist.

21. Pumpenantrieb nach Anspruch 1 und 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Elektromaschinen (48, 49) in einem gemeinsamen Gehäuse (47) angeordnet sind.

22. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, 20, u. 26, dadurch gekennzeichnet, daß ihm eine Steuer- und Regeleinrichtung (62) zugeordnet ist mit einer Arbeits- und Funktionsweise derart, daß:

- a) bei zusätzlichem Ladebedarf der Bordbatterie (69) der starr angetriebene elektrische Generator (58) Strom in das Bordnetz (68) bzw. in die Bordbatterie (69) speist,
- b) bei Ladeüberschuß der Bordbatterie (69) bzw. keinem Versorgungsbedarf des Bordnetzes (68) überschüssige elektrische Energie des vom variablen Abtriebspfad (56) des Überlagerungsgetriebes (46) angetriebenen Generators (48) zur starr mit dem Pumpenantrieb (50) verbundenen Elektromaschine (58) leitet und diese motorisch betreibt.

23. Pumpenantrieb für ein oder mehrere Konstantpumpen zur Druckmittelversorgung von Hydraulik-

likssystemen mit wechselnden Versorgungsmengen-
bedürfnissen bei wechselnden, nicht im Verhältnis
zum Versorgungsbedarf stehenden Antriebsdreh-
zahlen, bevorzugt zur Versorgung von CVT-An- 5
triebskonzeptionen im KFZ, bestehend aus einem
zwischen KFZ-Antriebsmotor und der bzw. den
Pumpen angeordneten übersetzungsvariierendem
Getriebe, dadurch gekennzeichnet, daß das Getrie-
be (1, 120) ein Überlagerungsgetriebe ist mit einem 10
Eingangspfad (2, 121) und mindestens zwei in ihren
Drehzahlen sich gegenseitig beeinflussenden Aus-
gangspfaden, wobei mindestens ein Ausgangs- bzw.
Leistungspfad aus einer Zahnradpumpe besteht,
deren Pumpenräder durch Zahnräder des Überla- 15
gerungsgetriebes gebildet werden.
24. Pumpenantrieb nach Anspruch 23, dadurch ge-
kennzeichnet, daß Überlagerungsgetriebe und
Pumpe aus einem Planeten getriebe bestehen mit
einem in einem Außengehäuse (120) rotationsfähi- 20
gen inneren Pumpengehäuse (122), mit darin
zweckentsprechend als Pumpenräder angeordne-
ten Planetenrädern (123) und einem weiteren als
Pumpenrad mit den Planetenrädern in Eingriff ste-
henden inneren Sonnenrad (126) bestehen, welches 25
mit mindestens einer weiteren Kraft- oder Arbeits-
maschine in Verbindung steht.
25. Pumpenantrieb nach Anspruch 23 und 24, da-
durch gekennzeichnet, daß die Arbeitsmaschine ei-
ne Hydraulikpumpe ist.
26. Pumpenantrieb nach Anspruch 23 und 24, da- 30
durch gekennzeichnet, daß die Arbeitsmaschine ei-
ne Elektromaschine ist.
27. Pumpenantrieb nach Anspruch 23 bis 26, da-
durch gekennzeichnet, daß weitere Arbeitsmaschi-
nen in einem gemeinsamen Gehäuse (120) mit dem 35
als Pumpe ausgebildeten Überlagerungsgetriebe
angeordnet sind.
28. Pumpenantrieb nach Anspruch 23 bis 26, da-
durch gekennzeichnet, daß weitere Arbeitsmaschi-
nen mit eigenem Gehäuse an das Getriebepumpen- 40
gehäuse (120) angeflanscht sind.
29. Pumpenantrieb nach Anspruch 1, 5, 6, 7, 10, 14
und 23, dadurch gekennzeichnet, daß seine hydrauli-
schen Steuer- und Regeleinrichtungen in der hy- 45
draulischen Steuer- und Regeleinrichtung des da-
mit versorgten CVT- oder Getriebeschaltautomaten
integriert sind.
30. Pumpenantrieb nach Anspruch 23 und 24, da-
durch gekennzeichnet, daß hydraulische Steuer- 50
und Regeleinrichtungen angeordnet sind, die Pum-
penstufen u. a. hintereinander schalten können, wo-
bei mindestens am Ausgang einer Pumpe eine
Drosseleinrichtung angeordnet ist.
31. Pumpenantrieb nach Anspruch 23, 24 und 30, 55
dadurch gekennzeichnet, daß die Drosseleinrich-
tung regelbar ist.

60

65

- Leerseite -

17

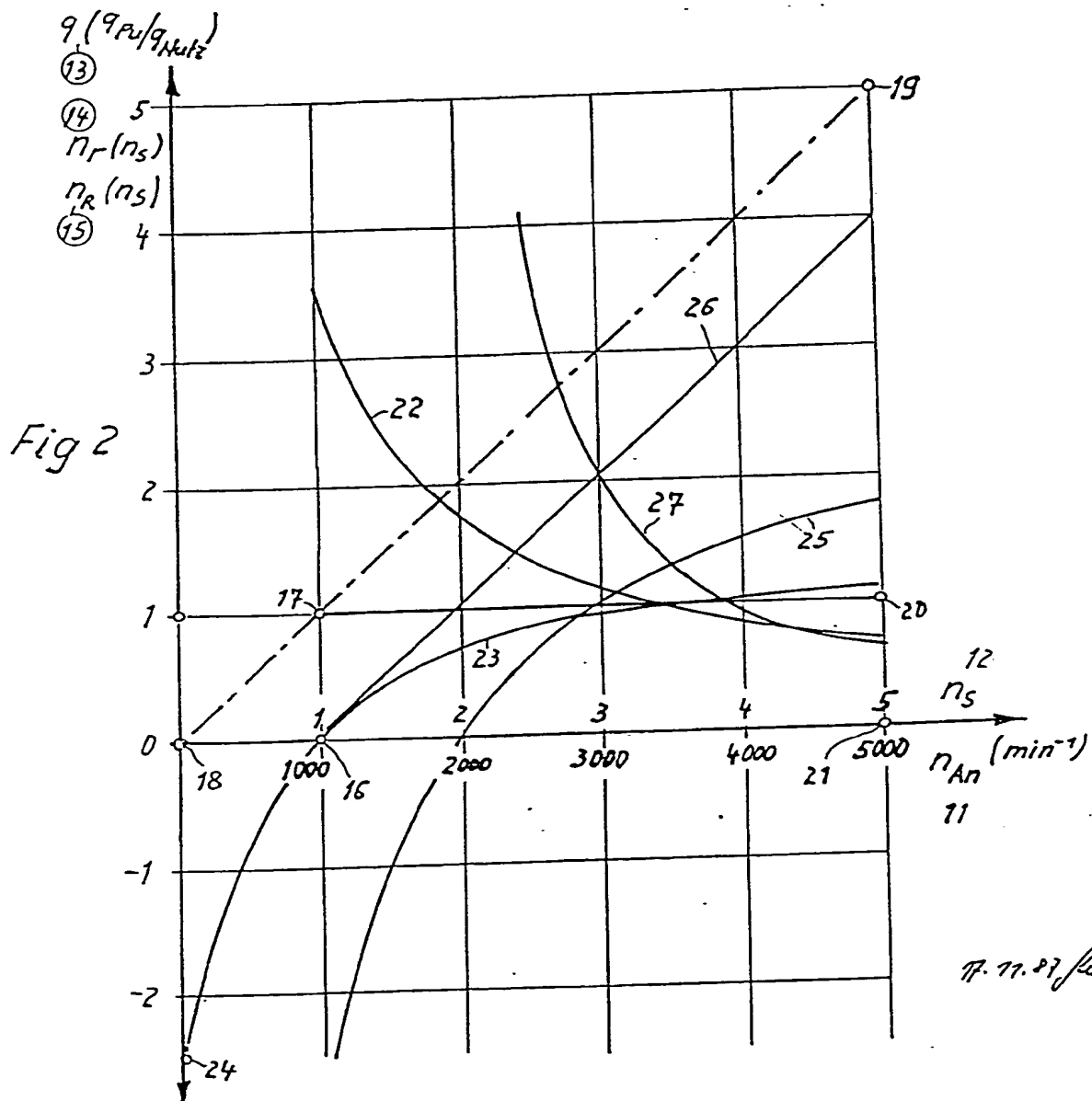
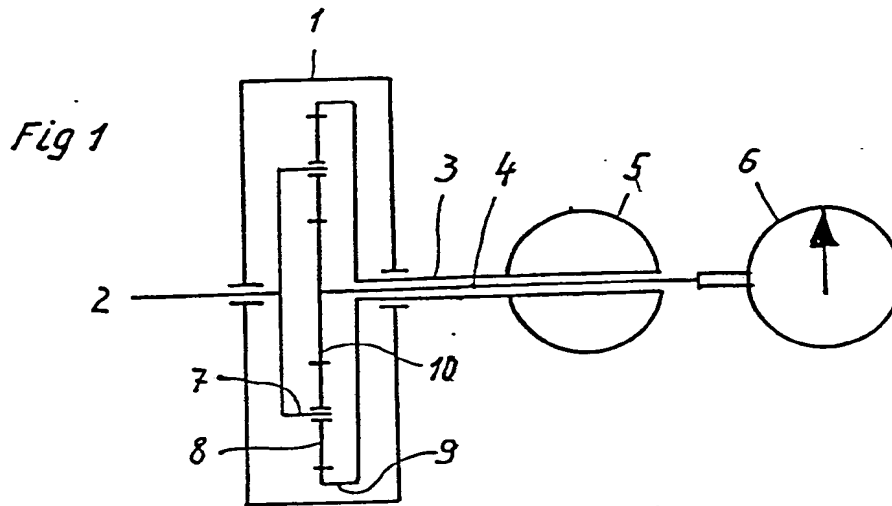
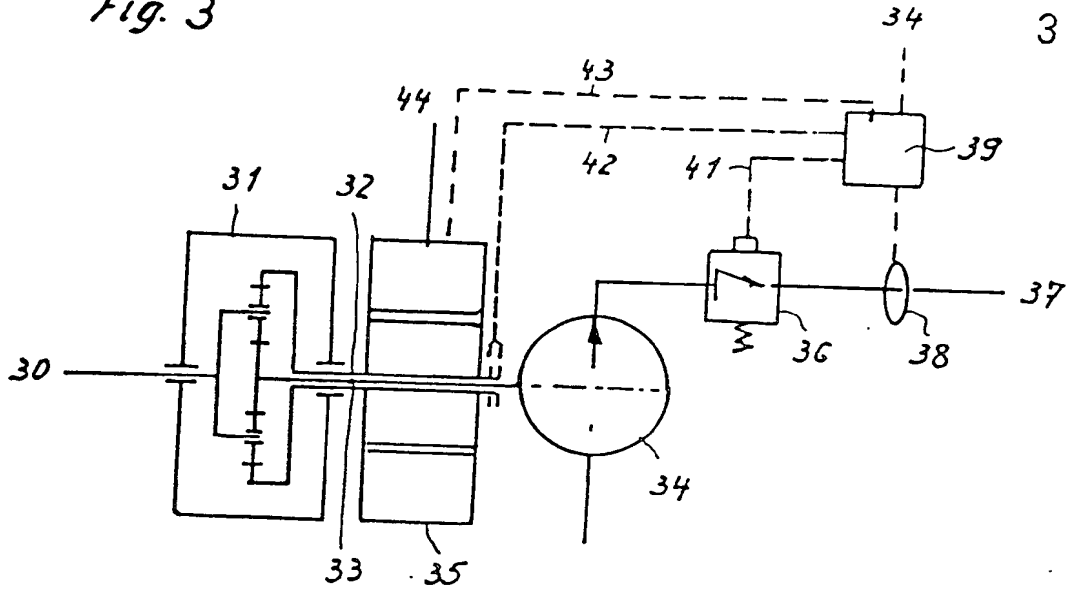


Fig. 3



3812412

18

Fig. 5

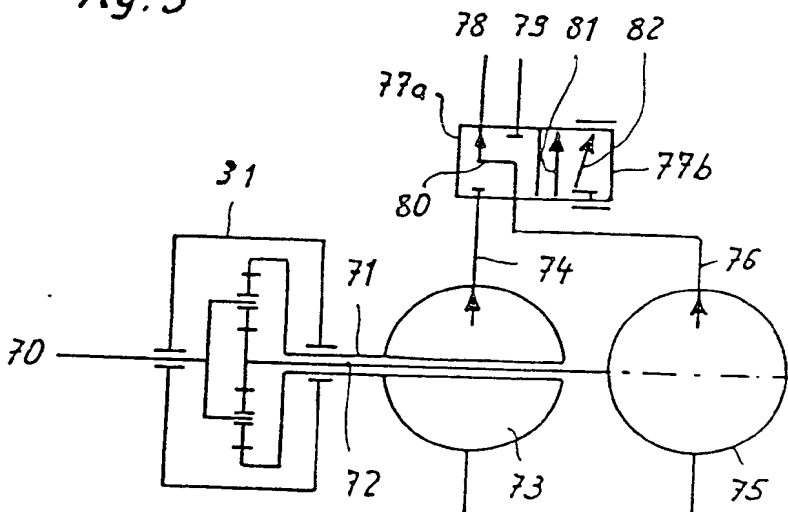


Fig. 6

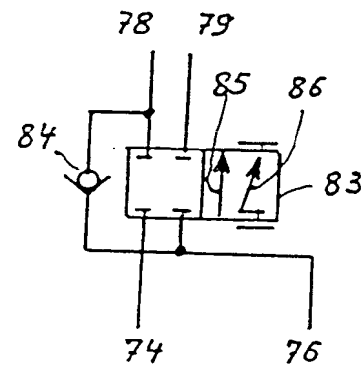
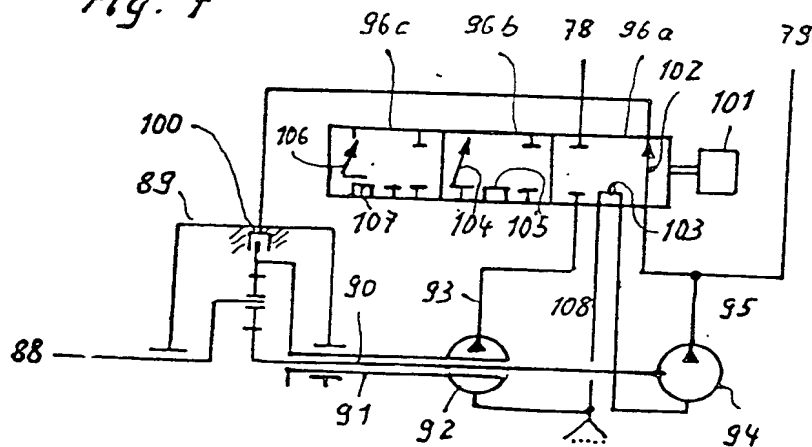


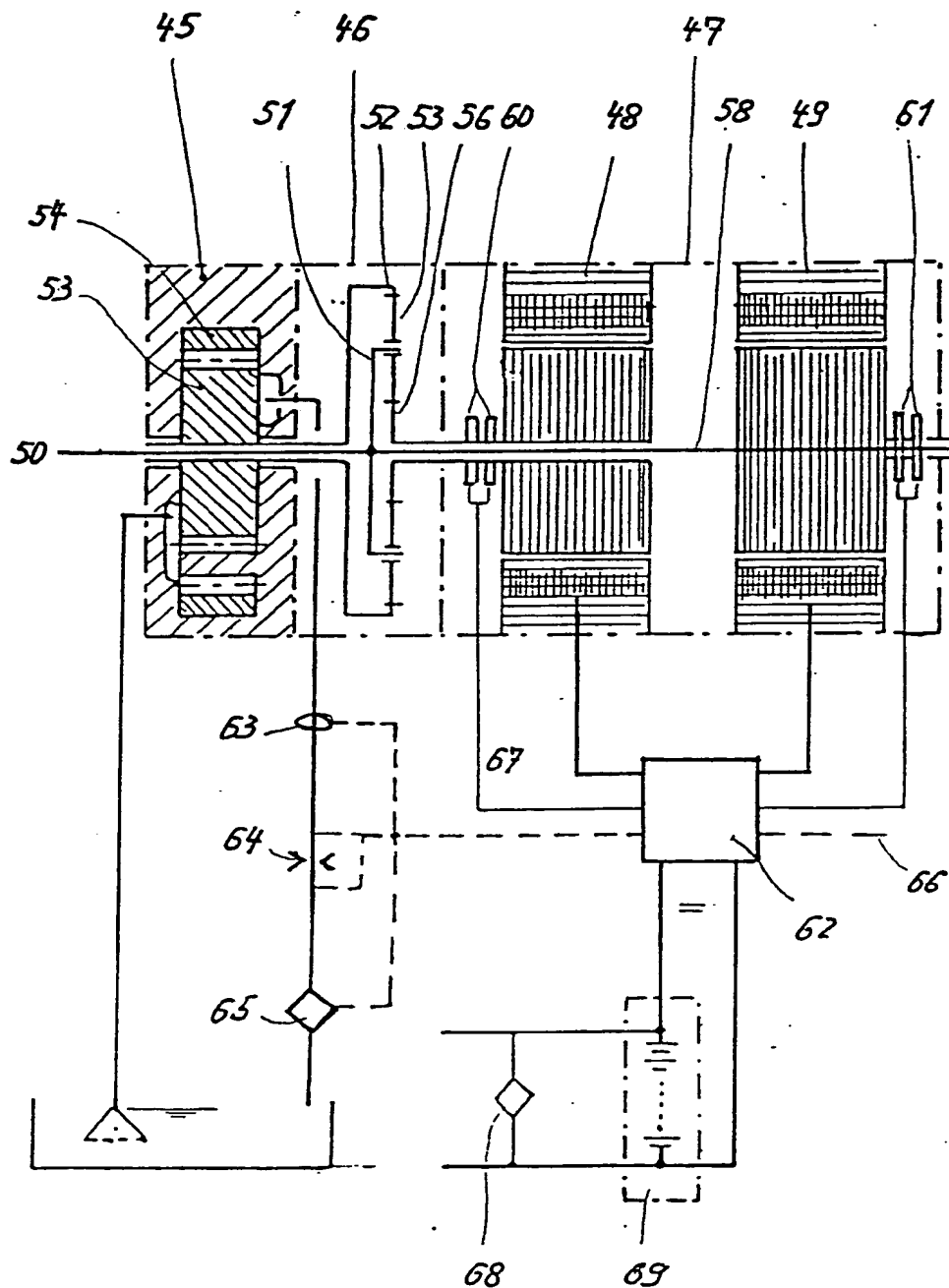
Fig. 7



77-11-17

Fig. 4

19



2.5.87

Fig. 8

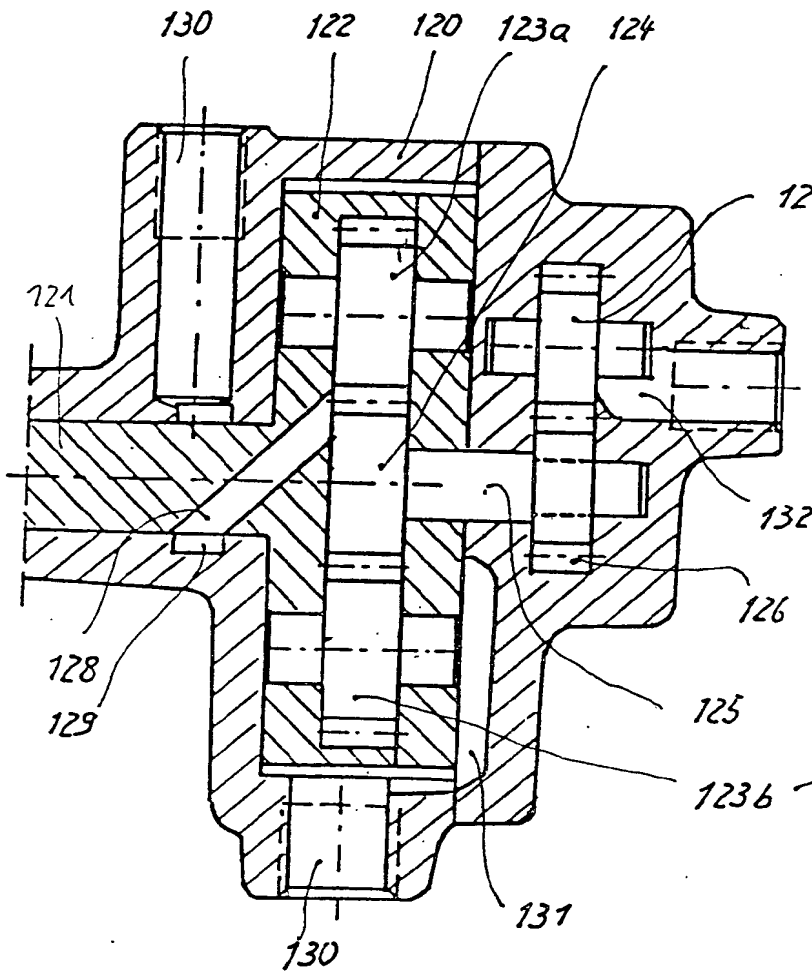


Fig. 9

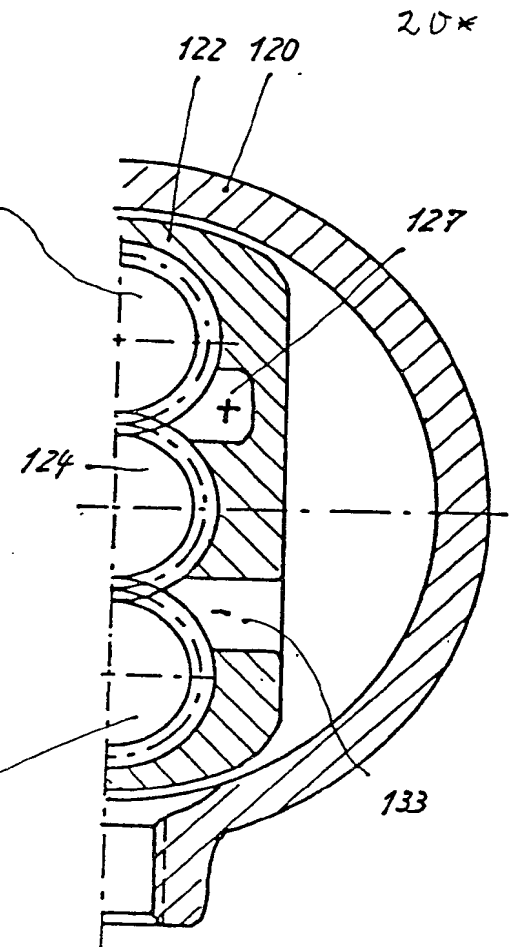


Fig. 10

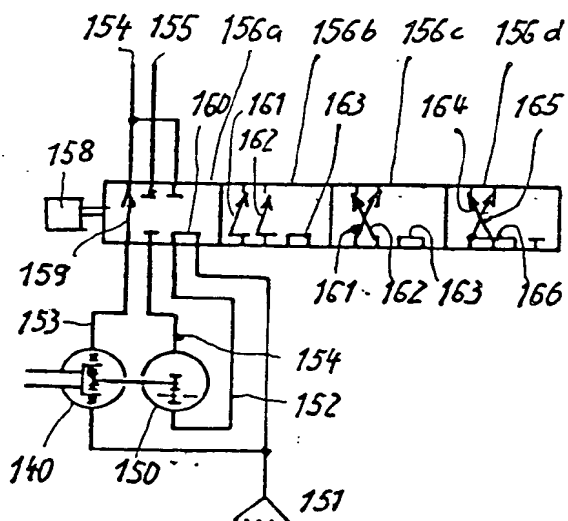
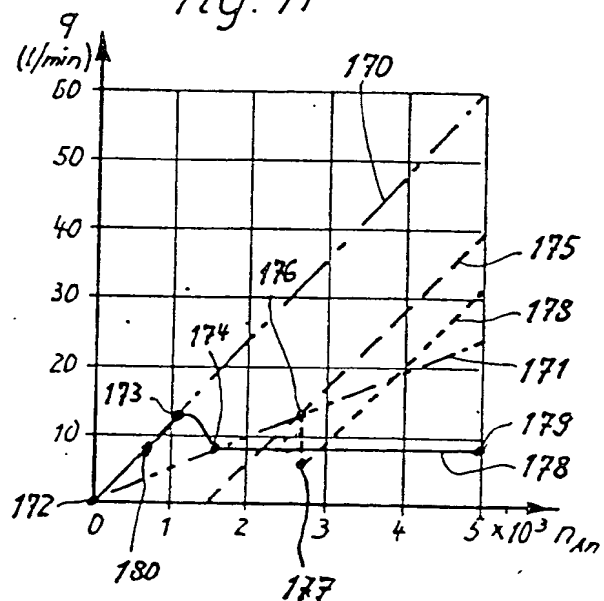


Fig. 11



29.2.89/2.

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)